

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-079456

(43)Date of publication of application : 30.03.1993

(51)Int.Cl.

F04B 27/08

F04B 39/10

F16K 15/16

(21)Application number : 03-238242

(71)Applicant : TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD

(22)Date of filing : 18.09.1991

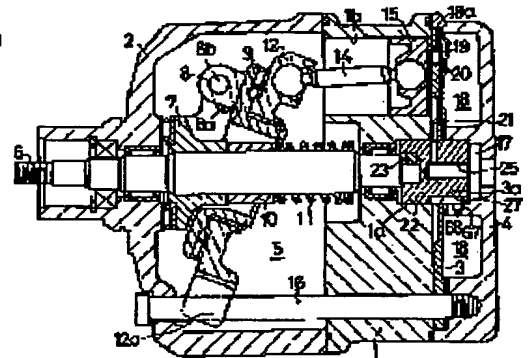
(72)Inventor : KIMURA KAZUYA
KAYUKAWA HIROAKI

(54) RECIPROCATING TYPE COMPRESSOR

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent incurring of a pressure loss during a suction stroke and the generation of noise and fatigue and to reliably reduce incurring of a pressure loss during high compression ratio operation during an exhaust stroke and the generation of noise and fatigue, and to reliably prevent incurring of a pressure loss during low compression ratio operation.

CONSTITUTION: Continuity passages 21 are radially formed between the top part of each bore 1b and a central axis hole 1a, and a rotary valve 22 is synchronously rotatably coupled to a drive shaft 6. The rotary valve 22 comprises an intake air passage 25 through which the continuity passage 21 of each bore 1b at a suction stroke is orderly communicated to a suction chamber 17 and a delivery passage 27 through which the continuity passage 21 of the bore 1b at a delivery stroke is orderly communicated with a delivery chamber 18. A flapper delivery valve 19 opened even by a pressure in a bore during low compression ratio operation is located between the top part of each bore 1b and the delivery chamber 18.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 10.04.1995

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 2684892

[Date of registration] 15.08.1997

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 5 - 7 9 4 5 6

(43) 公開日 平成5年(1993)3月30日

技術表示箇所

(51) Int. Cl.⁵

F 0 4 B 27/08

識別記号

庁内整理番号

F I

P 6907-3 H

S 6907-3 H

A 6907-3 H

C 8512-3 H

39/10

F 1 6 K 15/16

審査請求 未請求 請求項の数 1

(全 6 頁)

(21) 出願番号

特願平3-238242

(22) 出願日

平成3年(1991)9月18日

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 木村 一哉

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社
豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 粥川 浩明

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社
豊田自動織機製作所内

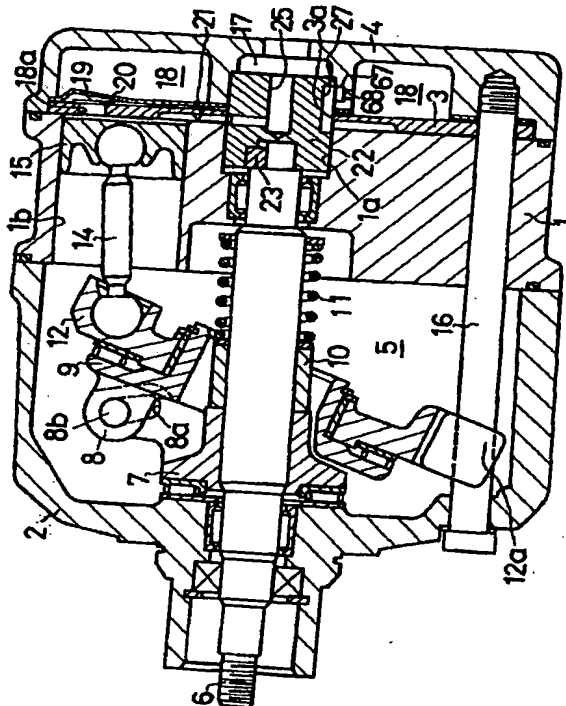
(74) 代理人 弁理士 大川 宏

(54) 【発明の名称】 往復動型圧縮機

(57) 【要約】

【目的】 往復動型圧縮機において、吸入行程における圧力損失の発生と騒音や疲労の発生の防止を図り、かつ吐出行程における高圧縮比運転時の圧力損失の発生と騒音や疲労の発生とを確実に軽減するとともに低圧縮比運転時の圧力損失の発生を確実に防止する。

【構成】 各ボア1bの頂部と中心軸孔1aとの間に放射状に導通路21を形成し、駆動軸6に回転弁22を同期回転可能に結合する。この回転弁22は、吸入工程にある各ボア1bの導通路21と吸入室17とを順次連通する吸入通路25と、吐出行程にある各ボア1bの導通路21と吐出室18とを順次連通する吐出通路27とを有する。また、各ボア1bの頂部と吐出室18との間に低圧縮比時のボア内圧力でも開弁するフラップ吐出弁19を装備する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】軸心と平行な複数のボアを有するシリンダブロックと、該シリンダブロックの中心軸孔内に嵌挿支承された駆動軸と、該駆動軸と共動する斜板に連係されて該ボア内を直動するピストンと、該中心軸孔と連通する吸入室及び該吸入室の外方域に形成された吐出室を有して該シリンダブロックの端面を閉塞するハウジングとを有する往復動型圧縮機において、前記各ボアと前記中心軸孔との間には放射状に導通路が形成され、前記駆動軸には回転弁が同期回転可能に結合され、該回転弁は、吸入行程にある各ボアの導通路と前記吸入室とを順次連通する吸入通路と、吐出行程にある前記各ボアの導通路と前記吐出室とを順次連通する吐出通路とを有するとともに、該各ボアの頂部と該吐出室との間にはボア内圧力と吐出圧力との圧力差に応じて開閉する弁が装備されていることを特徴とする往復動型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、車両空調用に供して好適な斜板式圧縮機、揺動斜板式圧縮機等の往復動型圧縮機の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、例えば斜板式圧縮機のように、シリンダブロックに駆動軸と平行に形成されたボア内でピストンが往復動することにより冷媒の圧縮を行うようにした往復動型圧縮機が知られている。この往復動型圧縮機では、シリンダブロックの端面に弁板を介してハウジングが接合され、このハウジングにはボア内に冷媒を供給する吸入室と、ボア内でピストンによって圧縮された冷媒が吐出される吐出室とが形成されている。そして、吸入室からボア内への冷媒の吸入は、前記弁板に形成された吸入ポートと、該吸入ポートのボア側に設けられてボア内の圧力に応じて吸入ポートを弾性的に開放するフラップ吸入弁とを介して行われる。また、ボア内から吐出室への冷媒の吐出は、弁板に形成された吐出ポートと、該吐出ポートの吐出室側に設けられてボア内の圧力に応じて吐出ポートを弾性的に開放するフラップ吐出弁とを介して行われる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところが、吸入ポート及び吐出ポートの弾性的な開放を行なうフラップ吸入弁及びフラップ吐出弁は、閉弁状態を維持する方向に働くそれ自身の弾性力に打ち勝って開弁するように構成されているため、圧力損失が大きく、体積効率が悪いという問題がある。また、高負荷運転時や高速運転時などにおいては、圧力損失がさらに大きくなるとともに、閉弁時に吸入弁及び吐出弁が弁板と衝突することにより、大きな騒音が発生したり、フラップ吸入弁及びフラップ吐出弁が疲労を生じやすいという問題がある。

【0004】このため、往復動型圧縮機において、各ボ

アの頂部と中心軸孔との間に放射状に導通路を形成し、駆動軸に回転弁を固着し、この回転弁が吸入行程にある各ボアの導通路と吸入室とを順次連通する吸入通路を有するとともに吐出行程にある各ボアの導通路と吐出室とを順次連通する吐出通路を有するとする構成が考えられる。この回転弁を用いた往復動型圧縮機では、駆動軸と同期して回転弁が回転すると、吸入行程にある各ボアの導通路と吸入室とが回転弁の吸入通路を介して所定時間連通されることにより、吸入室の冷媒が順次各ボア内に吸入される。また、吸入室の冷媒が順次各ボア内に吸入され圧縮された後、予め定められた吐出行程の特定時期にある各ボアの導通路と吐出室とが回転弁の吐出通路を介して所定時間連通されることにより、各ボア内の冷媒が順次吐出室へ吐出される。したがって、この往復動型圧縮機では、回転弁が回転することにより開閉が行われるため、吸入行程及び吐出行程における圧力損失が小さく、騒音や疲労の発生は少なくなる。

【0005】しかしながら、上記回転弁のみにより冷媒の吸入及び吐出を行う往復動型圧縮機では、吐出行程時、最終ボア内圧力の高低にかかわらず、回転弁によって予め定められた吐出行程の特定時期に各ボア内の冷媒が吐出室へ吐出される。このため、設定による吐出行程の特定時期により、最終ボア内圧力と吐出圧力とが等しいうちは問題はないが、この往復動型圧縮機が車両用冷凍回路に接続され、車両の運転状況等により圧縮比が変化する場合に問題を生じる。

【0006】すなわち、例えば車両の速度が適切で凝縮器内の冷媒が適切に冷却されていれば、凝縮器内の圧力、つまり吐出圧力が適切であって、適切な圧縮比でこの往復動型圧縮機が運転されることとなる。この場合、この往復動型圧縮機では、最終ボア内圧力と吐出圧力とがほぼ等しいときにボアと吐出室とが連通する。つまり、図7に示すように、ボア内圧力は下死点Bから点Aを超えて点Cとなる曲線を描き、点Cにおける最終ボア内圧力T。＝吐出圧力でボアが吐出室と連通する。このため、このときは無駄な圧縮仕事は生じない。

【0007】しかし、例えば吐出圧力が高く、高圧縮比でこの往復動型圧縮機が運転されれば、この往復動型圧縮機では、最終ボア内圧力が充分高くなる前にボアと吐出室とが連通し、高い吐出圧力の吐出室からボア内に冷媒が逆流してしまう。つまり、図7に示すように、ボア内圧力は下死点Bから点A及び点Cを超えて点Dとなる曲線を描く。ここで、回転弁は時期Sでボアと吐出室とを連通させるため、点Cで吐出圧力が最終ボア内圧力をT₁まで高めてしまう。このため、面積CDEが無駄な圧縮仕事に供されたことになる。

【0008】また、例えば逆に吐出圧力が低く、低圧縮比でこの往復動型圧縮機が運転されれば、この往復動型圧縮機では、最終ボア内圧力が吐出圧力を超えて高くなった後からボアと吐出室とが連通し、必要以上に高い最

終ボア内圧力のボアから吐出室へ冷媒が吐出されることとなる。つまり、図7に示すように、ボア内圧力は下死点Bから点Aとなる曲線を描くが、点Aでは未だ回転弁がボアと吐出室とを連通させていないため、点Cまでボア内圧力を高めてから時期Sで点Fに低下する。このため、最終ボア内圧力が T_2 まで低下させられて吐出圧力とされてしまい、やはり面積ACFが無駄な圧縮仕事に供されたことになる。

【0009】これら吐出行程の際の無駄な圧縮仕事は、圧力損失となり、体積効率の低下を生じてしまう。本発明は、往復動型圧縮機において、吸入行程における圧力損失の発生と騒音や疲労の発生の防止を図り、かつ吐出行程における高圧縮比運転時の圧力損失の発生と騒音や疲労の発生とを確実に軽減するとともに低圧縮比運転時の圧力損失の発生を確実に防止することを解決すべき課題とするものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明の往復動型圧縮機は、上記課題を解決するため、前記各ボアと前記中心軸孔との間には放射状に導通路を形成し、前記駆動軸には回転弁を同期回転可能に結合し、該回転弁は、吸入行程にある各ボアの導通路と前記吸入室とを順次連通する吸入通路と、吐出行程にある各ボアの導通路と前記吐出室とを順次連通する吐出通路とを有するとともに、該各ボアの頂部と該吐出室との間にはボア内圧力と吐出圧力との圧力差に応じて開閉する弁を装備するという新規な構成を採用している。

【0011】

【作用】本発明の往復動型圧縮機では、駆動軸と同期して回転弁が回転すると、吸入行程にある各ボアの導通路と吸入室とが回転弁の吸入通路を介して所定時間連通されることにより、吸入室の冷媒が順次各ボア内に吸入される。こうして、この往復動型圧縮機では、吸入行程時、回転弁が回転することによりボアへの冷媒の吸入が可能であるため、吸入行程における圧力損失の発生と騒音や疲労の発生とが少なくなる。そして、吸入室の冷媒が順次各ボア内に吸入され圧縮される。

【0012】この後、高圧縮比でこの往復動型圧縮機が運転されれば、予め定められた高圧縮比時のボア内圧力で吐出行程の特定時期にある各ボアの導通路と吐出室とが回転弁の吐出通路を介して所定時間連通される。これにより、各ボア内の冷媒が順次吐出室へ吐出される。このとき、回転弁により導通路と吐出室とが連通するときのボア内圧力が高圧縮比時のものであるため、高い吐出圧力とボア内圧力とが等しくなってからボアと吐出室とが連通し、吐出室からボア内への冷媒の逆流はない。

【0013】逆に、低圧縮比でこの往復動型圧縮機が運転されれば、ボア内から吐出室への冷媒の吐出は、低圧縮比時のボア内圧力でも開く弁を介して行われる。このとき、ボア内圧力が吐出圧力をやや超えて高くなった時

点でこの弁によりボアと吐出室とが連通し、ボア内圧力を必要以上に高めることはない。こうして、この往復動型圧縮機では、吐出行程時、高圧縮比で運転されれば、回転弁が回転することにより開閉が行われるため、騒音や疲労の発生は少なくなる。また、この往復動型圧縮機では、吐出行程時、低圧縮比で運転されれば、ボア内圧力と吐出圧力との差圧で開く弁を介して冷媒を吐出するため、無駄な圧縮仕事がほとんど行われず、圧力損失を少なくする。

【0014】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づき説明する。図1は本実施例に係る揺動斜板式圧縮機の断面図である。図において、1は軸方向に貫通する中心軸孔1a及び5個のボア1bを有するシリンダブロックであって、このシリンダブロック1の一端面にはフロントハウジング2が接合され、他端面には弁板3を介してリアハウジング4が接合されている。フロントハウジング2内のクランク室5には、駆動軸6がフロントハウジング2及びシリンダブロック1の中心軸孔1aに挿入され回転可能に支承されている。この駆動軸6上にはロータ7が固着され、該ロータ7の後面側に延出した支持アーム8の先端部には長孔8aが貫設されている。そして、該長孔8aにはピン8bがスライド可能に嵌入されており、同ピン8bには斜板9が傾動可能に連結されている。また、ロータ7の後端に隣接して駆動軸6上にはスリーブ10が遊嵌され、コイルばね11により常にロータ7側へ付勢されるとともに、スリーブ10の左右両側に突設された図示しない枢軸が斜板9の図示しない係合孔に嵌入されて、該斜板9は枢軸の周りを揺動しうるように支持されている。斜板9の後面側には揺動板12が相対回転可能に支持され、かつ外縁部に設けた案内部12aが通しボルト16と係合することにより自転が拘束されるとともに、シリンダブロック1に貫設されたボア1b内のピストン15と該揺動板12とはコンロッド14により連節されている。

【0015】リアハウジング4の吸入室17外側にはリング状の吐出室18が形成されており、弁板3とリアハウジング4との間には弁板3の吐出ポート18aの開閉を弾性力により行なうフラップ吐出弁19がリテーナ一体ガスケット20によって挟持されている。また、リアハウジング4のほぼ中央には、リア側端面に開口するとともに、弁板3の中央孔3aを介してシリンダブロック1の中心軸孔1aと連通する吸入室17が設けられている。

【0016】弁板3には、図2に示すように、中央孔3aから放射状に延在し各ボア1bの頂部と連通する導通路21が放射状に設けられている。また、図1に示すように、中心軸孔1a内に延出した駆動軸6の先端には、中心軸孔1a及び中央孔3aと滑合する円柱状の回転弁22がキー23により装着されている。この回転弁22

には、図3及び図4に示すように、吸入室17側の端面中央部から軸心中央を経て直角に曲がり外周面に向かって貫通する吸入通路25が設けられている。この吸入通路25の外周面側開口部は、全周の約半分の長さで周方向に沿って延在する溝状に形成されており、この溝状部が予め定められた高圧縮比時のボア内圧力で吸入行程にある各ボア1bの導通路21と対向したときに、吸入通路25を介して吸入室17と導通路21とが連通するようになっている。また、回転弁22の外周面には、周方向に延在する吸入通路25の溝状部先端部と隣接し所定距離離間した位置で軸方向に延在する溝状の吐出通路27が形成されている。吸入通路25と吐出通路27との間隔は導通路21の幅より広くすることが望ましい。この吐出通路27は、回転弁22のリア側端面近傍から弁板3に形成された導通路21と対向する位置まで延在しており、回転弁22で冷媒の吸入のみを行う場合よりも幅がやや狭くされている。一方、リアハウジング4には、図5に示すように、吐出通路27のリア側端部と対向して管状溝67が形成されているとともに、この管状溝67には吐出室18に貫通する吐出孔68が角度間隔毎に形成されている。これにより、吐出通路27が吐出行程にある各ボア1bの導通路21と対向したときには、吐出通路26を介して吐出室18と導通路21とが連通するようになっている。

【0017】以上のように構成された圧縮機は、車両空調用冷凍回路中に配設され、使用に供される。この圧縮機が運転されて図1における駆動軸6が回転すると、斜板8は駆動軸6とともに回転しつつ揺動運動する。揺動板12は斜板8に対して回転規制状態とされて揺動運動のみを行い、ピストン15がボア1b内で往復動する。これにより、中心軸孔1aと連通する吸入室17からボア1b内へ冷媒が吸入され、吸入された冷媒が圧縮され、吸入室17の外方域に形成された吐出室18へ吐出される。そして、クランク室5内の圧力とボア1b内の吸入圧力とのピストン15を介した差圧に応じてピストン15のストロークが変動し、揺動板12の傾角が変化する。なお、クランク室5内の圧力はリアハウジング4の後端突出部内に配設された図示しない電磁制御弁機構により冷房負荷に基づいて制御される。

【0018】かかる運転中、ボア1b内でピストン15が下死点に向かって移動を開始して吸入行程に入ると、駆動軸6と同期して回転する回転弁22の吸入通路25の溝状部先端側がそのボア1bの導通路21と対向し、吸入通路25を介して吸入室17と導通路21とが連通する。これにより、吸入室17からそのボア1bに冷媒が吸入される。こうして、この往復動型圧縮機では、吸入行程時、回転弁22が回転することによりボア1bへの冷媒の吸入が可能であるため、吸入行程における圧力損失の発生と騒音や疲労の発生とが少なくなる。

【0019】その後、回転弁22の回転に伴って吸入通

路25の溝状部後端側が導通路21を通過すると、吸入室17と導通路21とが遮断されて、そのボア1bは圧縮行程に移る。そして、駆動軸6がさらに回転すると、圧縮比の高低によって吐出経路が異なる。すなわち、例えば車両の速度が遅いことにより冷凍回路の凝縮器内の冷媒が十分に冷却されなければ、凝縮器内の圧力、つまり吐出圧力が高く、高圧縮比でこの揺動斜板式圧縮機が運転される。この場合、予め定められた高圧縮比時のボア内圧力で吐出行程の特定時期にある各ボア1bの導通路21と吐出室18とが回転弁22の吐出通路27を介して所定時間連通される。これにより、各ボア1b内の冷媒が順次吐出室18へ吐出される。ここでは、回転弁22により導通路21と吐出室18とが連通するときのボア内圧力が高圧縮比時のものであるため、高い吐出圧力とボア内圧力とが等しくなってからボア1bと吐出室18とが連通し、吐出室18からボア1b内へ冷媒が逆流することはない。つまり、図6に示すように、ボア内圧力は下死点Bから点Gを超えて点Hとなる曲線を描き、時期Sで回転弁22がボア1bと吐出室18とを連通させるため、点Hで高い吐出圧力と最終ボア内圧力とが等しいT₁となる。このため、無駄な圧縮仕事はおこなわれない。

【0020】逆に、例えば車両の速度が速いことにより冷凍回路の凝縮器内の冷媒が過剰に冷却されれば、凝縮器内の圧力、つまり吐出圧力が低く、低圧縮比でこの揺動斜板式圧縮機が運転される。この場合、図1におけるボア1b内から吐出室18への冷媒の吐出は、低圧縮比時のボア内圧力で弾性変形するフラップ吐出弁19を介して行われる。このとき、ボア内圧力が吐出圧力をやや超えて高くなった時点でフラップ吐出弁19によりボア1bと吐出室18とが連通し、ボア内圧力を必要以上に高めることはない。つまり、図6に示すように、ボア内圧力は下死点Bから点Gとなる曲線を描き、点Gから次第に高くなるボア内圧力によってフラップ吐出弁19が弾性変形し、弁板3の吐出ポート18aから冷媒が吐出室18に吐出される。そして、点Iで低い吐出圧力とボア内圧力とが等しいT₂となる。このため、やはり無駄な圧縮仕事は行われない。

【0021】こうして、この揺動斜板式圧縮機では、吐出行程時、高圧縮比で運転されれば、回転弁22が回転することにより冷媒を吐出するため、騒音や疲労の発生を少なくすることができる。また、この揺動斜板式圧縮機では、低圧縮比で運転されれば、ボア内圧力と吐出圧力との関係で開くフラップ吐出弁19を介して冷媒を吐出するため、無駄な圧縮仕事がほとんど行われず、圧力損失を少なくすることができる。

【0022】なお、上記実施例では揺動斜板式圧縮機に本発明を具体化したのが、両頭型ピストンを用いた斜板式圧縮機等の他の往復動型圧縮機に本発明を具体化できることはいうまでもない。

【0023】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明の往復動型圧縮機では、冷媒の吸入を行うとともに高圧縮比時のボア内圧力でボアと吐出室とを連通させる回転弁を備え、かつボア内圧力と吐出圧力との圧力差に応じて開閉する弁をも備えているため、吸入行程における圧力損失の発生と騒音や疲労の発生の防止を図り、かつ吐出行程における高圧縮比運転時の圧力損失の発生と騒音や疲労の発生とを確実に軽減するとともに低圧縮比運転時の圧力損失の発生を確実に防止することができる。

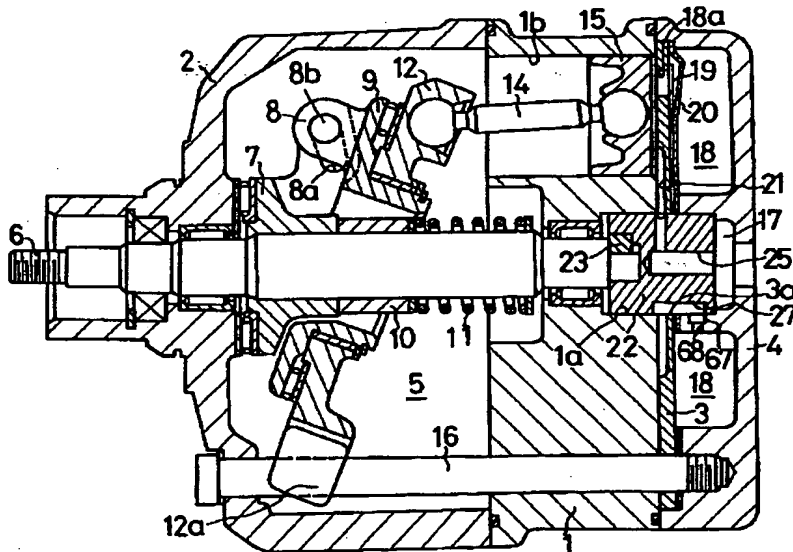
【0024】したがって、この往復動型圧縮機では、吸入行程と吐出行程の高圧縮比運転時及び低圧縮比運転時とにおいて確実に圧力損失の発生を防止することができるため、体積効率を上昇させることができる。また、この往復動型圧縮機では、吸入行程と吐出行程の高圧縮比運転時とにおいて騒音や疲労の発生を防止することができるため、車両等での優れた静粛性及び耐久性を発揮することができる。なお、低圧縮比運転時に騒音や疲労の発生があるとしても、それらは過酷な運転状況でないことから微小なものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施例に係る揺動斜板式圧縮機の断面図である。

【図2】実施例の揺動斜板式圧縮機に用いた弁板の平面

【図1】



図である。

【図3】実施例の揺動斜板式圧縮機に用いた回転弁の斜視図である。

【図4】実施例の揺動斜板式圧縮機に用いた回転弁の平面図である。

【図5】実施例の揺動斜板式圧縮機に用いたリヤハウジングの斜視図である。

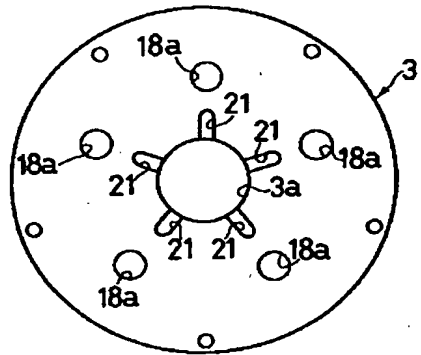
【図6】実施例に係る揺動斜板式圧縮機におけるピストン位置とボア内圧力との関係を示すグラフである。

10 【図7】回転弁のみを用いた往復動型圧縮機におけるピストン位置とボア内圧力との関係を示すグラフである。

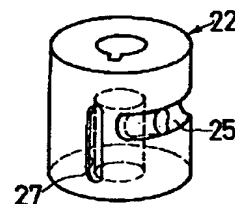
【符号の説明】

1…シリンダブロック	1 a…中心軸孔	1
b…ボア		
2…フロントハウジング	3…弁板	4
…リアハウジング		
6…駆動軸	9…斜板	1
5…ピストン		
17…吸入室	18…吐出室	2
1…導通路		
22…回転弁	25…吸入通路	2
7…吐出通路		
19…フラップ吐出弁		

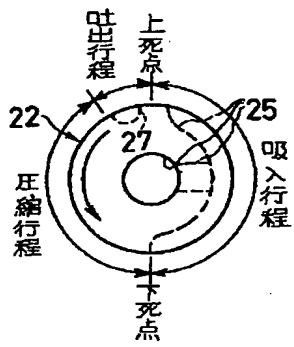
【図2】



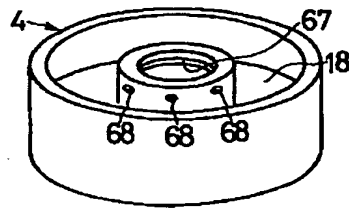
【図3】



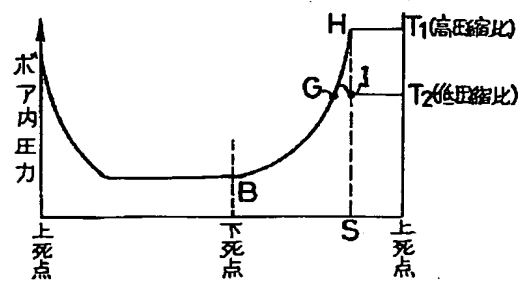
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【図 7】

